

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-196759

(43)Date of publication of application : 31.07.1998

(51)Int.Cl.

F16H 37/02

(21)Application number : 09-302569

(71)Applicant : NIPPON SEIKO KK

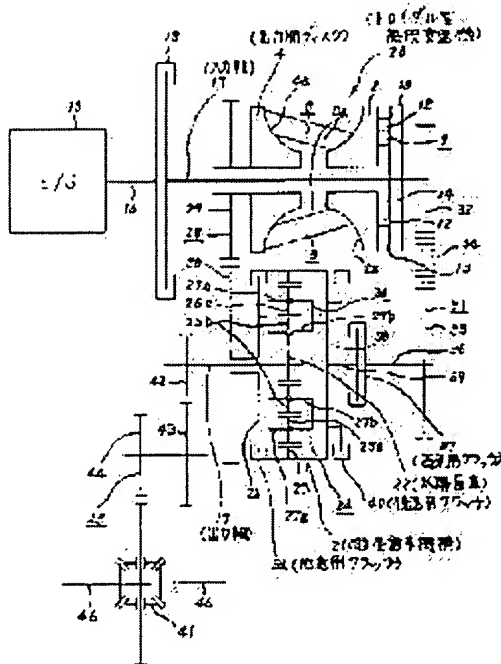
(22)Date of filing : 05.11.1997

(72)Inventor : MIYATA SHINJI
ITO HIROYUKI
MACHIDA TAKASHI

(30)Priority

Priority number : 08301677 Priority date : 13.11.1996 Priority country : JP

(54) CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION



(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce load applied to the component members of the toroidal type continuously variable transmission, and thereby try to enhance its durability.

SOLUTION: At the time of low speed running, a clutch for low speed 36 is connected therewith, and it is disconnected a clutch for high speeds 37 and a reverse clutch 40 connected therewith. At the time of high speed running, the clutch for high speeds 37 is connected therewith, and it is disconnected the clutch for low speeds 36 and the reverse clutch 40 connected therewith. At the time of high speed running, torque is applied to the output side disc 4 of the toroidal type continuously variable transmission 30. The more a shift ratio is displaced to the higher speed side as a whole, the smaller the aforesaid torque is. And it is tried that load applied to the component members of the toroidal type continuously variable transmission 20 can thereby be reduced by that quantity of load as mentioned above.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-196759

(43) 公開日 平成10年(1998) 7月31日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 37/02

識別記号

F I

F 1 6 H 37/02

A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平9-302569

(22) 出願日 平成9年(1997)11月5日

(31) 優先権主張番号 特願平8-301677

(32) 優先日 平8(1996)11月13日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 宮田 慎司

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 伊藤 裕之

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 町田 尚

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

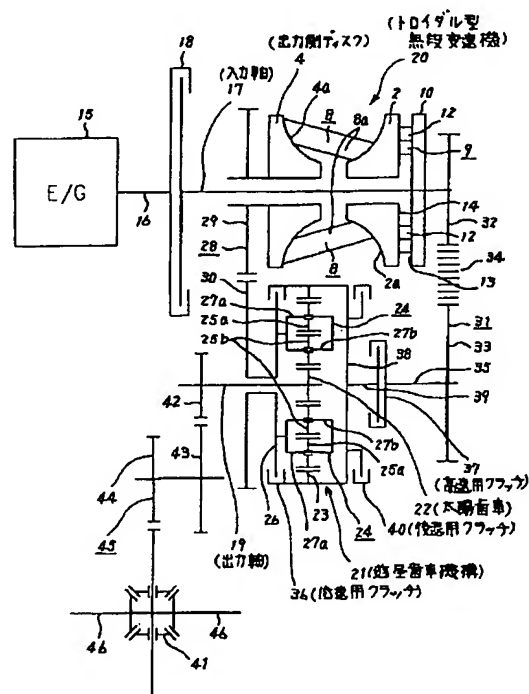
(74) 代理人 弁理士 小山 武男 (外1名)

(54) 【発明の名称】 無段変速装置

(57) 【要約】

【課題】 トロイダル型無段変速機20の構成部材に加わる荷重を軽減して、耐久性の向上を図る。

【解決手段】 低速時には、低速用クラッチ36を接続し、高速用クラッチ37及び後退用クラッチ40の接続を断つ。高速時には、高速用クラッチ37を接続し、低速用クラッチ36及び後退用クラッチ40の接続を断つ。高速時にはトロイダル型無段変速機20の出力側ディスク4にトルクが加わる。このトルクは、全体としての変速比が高速側に変位する程小さくなる。この分、トロイダル型無段変速機20の構成部材に加わる荷重の軽減を図れる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動源につながってこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸と、トロイダル型無段変速機と、遊星歯車機構とを備え、このトロイダル型無段変速機は、互いに同心に配置した入力側ディスクと出力側ディスクとの間に挟持したパワーローラの傾斜角度を変える事により、上記入力軸の回転に基づいて回転する入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるものであり、上記遊星歯車機構は、上記出力軸を回転させる太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられ、上記太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛合させて成るものである無段変速装置に於いて、上記キャリアと上記出力側ディスクとを、第一の動力伝達機構により回転力の伝達を可能な状態に接続すると共に、上記入力軸と上記リング歯車とを、第二の動力伝達機構により回転力の伝達を可能な状態に接続自在とし、更に、上記キャリアと第二の動力伝達機構の構成部材との何れか一方のみを上記リング歯車に接続する為のクラッチ機構を備える事を特徴とする無段変速装置。

【請求項2】 駆動源につながってこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸と、トロイダル型無段変速機と、遊星歯車機構とを備え、このトロイダル型無段変速機は、互いに同心に配置した入力側ディスクと出力側ディスクとの間に挟持したパワーローラの傾斜角度を変える事により、上記入力軸の回転に基づいて回転する入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるものであり、上記遊星歯車機構は、上記出力軸を回転させる太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられ、上記太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛合させて成るものである無段変速装置に於いて、上記キャリアと上記出力側ディスクとを、第一の動力伝達機構により回転力の伝達を可能な状態に接続すると共に、第二の動力伝達機構の構成部材とリング歯車とを接続する為の第一のクラッチと、遊星歯車機構を構成する太陽歯車とリング歯車と遊星歯車との3種類の歯車のうちの何れか2種類の歯車同士を結合してこれら3種類の歯車同士の相対変位を阻止する第二のクラッチとを備え、上記入力軸から出力軸に所定方向の回転力を伝達する状態で、これら第一、第二のクラッチのうちの一方のクラッチを選択的に接続する事を特徴とする無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、例えば自動車用の変速機として利用する、トロイダル型無段変速機を組

み込んだ無段変速装置の改良に関し、小型で、しかもトロイダル型無段変速機の構成部材の耐久性を確保できる構造を実現するものである。

【0002】

【従来の技術】 例えば自動車用変速機として、図6～7に略示する様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置された出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対し捻れの位置にある枢軸5、5を中心として揺動するトラニオン6、6を設けている。

【0003】 即ち、これら各トラニオン6、6の両端部外側面には、上記枢軸5、5を、互いに同心に設けている。又、各トラニオン6、6の中心部には変位軸7、7の基端部を支持し、上記枢軸5、5を中心として各トラニオン6、6を揺動させる事により、各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。各トラニオン6、6に支持した変位軸7、7の周囲には、それぞれパワーローラ8、8を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の間に挟持している。入力側、出力側両ディスク2、4の互いに対向する内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5を中心とする円弧を当該ディスクの中心軸を中心に回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ8、8の周面8a、8aを、上記両内側面2a、4aに当接させている。

【0004】 上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム式の押圧装置9を設け、この押圧装置9によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向け、弾性的に押圧している。この押圧装置9は、入力軸1と共に回転するカム板10と、保持器11により保持された複数個（例えば4個）のローラ12、12とから構成している。上記カム板10の片側面（図6～7の左側面）には、円周方向に互る凹凸面であるカム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図6～7の右側面）にも、同様のカム面14を形成している。そして、上記複数個のローラ12、12を、上記入力軸1の中心に対して放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【0005】 上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴ってカム板10が回転すると、カム面13によって複数個のローラ12、12が、入力側ディスク2外側面のカム面14に押圧される。この結果、上記入力側ディスク2が上記複数のパワーローラ8、8に押圧されると同時に、上記1対のカム面13、14と複数個のローラ12、12との押し付け

合いに基づいて、上記入力側ディスク2が回転する。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記複数のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝達され、この出力側ディスク4に固定の出力軸3が回転する。

【0006】入力軸1と出力軸3との間の回転速度比(変速比)を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3との間で減速を行なう場合には、枢軸5、5を中心として各トラニオン6、6を揺動させ、各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図6に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの中心寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、各変位軸7、7を傾斜させる。反対に、増速を行なう場合には、上記トラニオン6、6を揺動させ、各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図7に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの外周寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、各変位軸7、7を傾斜させる。各変位軸7、7の傾斜角度を図6と図7との中間にすれば、入力軸1と出力軸3との間で、中間の変速比を得られる。

【0007】上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機を実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせる事が、特開平1-169169号公報、同1-312266号公報に記載されている様に、従来から提案されている。即ち、低速走行時にはエンジンの駆動力をトロイダル型無段変速機のみで伝達し、高速走行時には上記駆動力を遊星歯車機構で伝達する事により、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機に加わるトルクの低減を図る様にしている。この様に構成する事により、上記トロイダル型無段変速機の構成各部材の耐久性を向上させる事ができる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】特開平1-169169号公報、同1-312266号公報に記載されている構造の場合には、2組の遊星歯車機構を組み込む等、構造が複雑でコストが高むだけでなく、設置スペースも嵩む。この為、小型自動車用、或は変速機をエンジンルーム近傍の限られたスペースに設置する必要のあるFF車用の無段変速装置としては不適當な構造である。本発明は、この様な事情に鑑み、1個の遊星歯車機構を組み込むのみで、高速走行時にトロイダル型無段変速機を通じて伝達するトルクの軽減を図れる構造を実現すべく発明したものである。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の無段変速装置は、何れも、前述の各公報に記載された無段変速装置と同様に、駆動源につながってこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸と、トロイダル型無段変速機と、遊星歯車機構とを備える。このうちのトロイダル型無段変速機は、互いに同心に配置した入力側ディスクと出力側ディ

スクとの間に挟持したパワーローラの傾斜角度を変える事により、上記入力軸の回転に基づいて回転する入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるものである。又、上記遊星歯車機構は、上記出力軸を回転させる太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられ、上記太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛合させて成るものである。

【0010】特に、本発明の無段変速装置に於いては、上記キャリアと上記出力側ディスクとを、第一の動力伝達機構により回転力の伝達を可能な状態に接続すると共に、上記入力軸と上記リング歯車とを第二の動力伝達機構により回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。そして、請求項1に記載した無段変速装置の場合には、上記キャリアと第二の動力伝達機構の構成部材との何れか一方のみを上記リング歯車に接続する為のクラッチ機構を備える。更に、請求項2に記載した無段変速装置の場合には、上記第二の動力伝達機構の構成部材と上記リング歯車とを接続する為の第一のクラッチと、上記遊星歯車機構を構成する太陽歯車とリング歯車と遊星歯車との3種類の歯車のうちの何れか2種類の歯車同士を結合してこれら3種類の歯車同士の相対変位を阻止する第二のクラッチとを備える。そして、上記入力軸から出力軸に所定方向(車両を前進させる方向)の回転力を伝達する状態で、これら第一、第二のクラッチのうちの一方のクラッチを選択的に接続する。

【0011】

【作用】上述の様に構成する本発明の無段変速装置のうち、請求項1に記載した無段変速装置の作用は、次の通りである。先ず、低速走行時には、キャリアをリング歯車に接続すると共に、第二の動力伝達機構とリング歯車との接続を断つ状態に、クラッチ機構を切り換える。この状態ではトロイダル型無段変速機のみが、入力軸から出力軸に動力を伝達する。この低速走行時に入力側、出力側両ディスク同士の間の変速比を変換する際の作用自体は、前述の図6～7に示した従来のトロイダル型無段変速機の場合と同様である。勿論、この状態では、上記入力軸と出力軸との間の変速比、即ち無段変速装置全体としての変速比は、トロイダル型無段変速機の変速比に比例する。又、この状態では、このトロイダル型無段変速機に入力されるトルクは、上記入力軸に加えられるトルクに等しくなる。

【0012】これに対して、高速走行時には、上記第二の動力伝達機構を上記リング歯車に接続すると共に、上記キャリアと上記リング歯車との接続を断つ状態に、上記クラッチ機構を切り換える。この結果、上記入力軸から出力軸には、遊星歯車機構が動力を伝達する。又、この状態では、上記トロイダル型無段変速機の出力側ディスクに、この遊星歯車機構を構成するキャリアからトル

クが、第二の動力伝達機構を介して伝わる。この状態では、上記無段変速装置全体としての変速比は、遊星歯車の公転速度に応じて変化する。そこで、上記トロイダル型無段変速機の変速比を変えて、上記遊星歯車の公転速度を変えれば、上記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。即ち、この状態では、トロイダル型無段変速機の変速比を減速側に变化させる程、無段変速装置全体の変速比は増速側に变化する。この様な高速走行時の状態では、無段変速装置全体の変速比を増速側に变化させるべく、トロイダル型無段変速機の変速比を減速側に变化させる程、このトロイダル型無段変速機に入力されるトルクが小さくなる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機に入力されるトルクを小さくして、このトロイダル型無段変速機の構成部品の耐久性向上を図れる。

【0013】次に、請求項2に記載した無段変速装置の作用は、次の通りである。先ず、低速走行時には、第二のクラッチを接続すると共に第一のクラッチの接続を断つ。この状態ではトロイダル型無段変速機のみが、入力軸から出力軸に動力を伝達する。これに対して、高速走行時には、上記第二のクラッチの接続を断つと共に第一のクラッチを接続する。この結果、上記入力軸から出力軸には、遊星歯車機構が動力を伝達すると共に、上記トロイダル型無段変速機の出力側ディスクに、この遊星歯車機構を構成するキャリアからトルクが、第二の動力伝達機構を介して伝わる。この状態では、上述した請求項1に記載した発明の場合と同様に、上記無段変速装置全体としての変速比は、遊星歯車の公転速度に応じて変化する。そこで、上記トロイダル型無段変速機の変速比を変えて、上記遊星歯車の公転速度を変えれば、上記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機に入力されるトルクを小さくして、このトロイダル型無段変速機の構成部品の耐久性向上を図れる。

【0014】

【発明の実施の形態】図1は、請求項1、2の双方に対応する、本発明の実施の形態の第1例を示している。本発明の無段変速装置は、駆動源であるエンジン15のクランクシャフト16につながって、このエンジン15により回転駆動される入力軸17を備える。この入力軸17の入力側端部（図1の左端部）と上記クランクシャフト16の出力側端部（図1の右端部）との間には発進クラッチ18を、これらクランクシャフト16及び入力軸17に対し直列に設けている。従って本例の場合には、これらクランクシャフト16と入力軸17とを、互いに同心に配置している。これに対して、上記入力軸17の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸19を、この入力軸17と平行に配置している。そして、この入力軸17の周囲にトロイダル型無段変速機20を、上記出力軸19の周囲に遊星歯車機構21を、それぞれ設けてい

る。

【0015】上記トロイダル型無段変速機20を構成するカム板10は、上記入力軸17の中間部で出力側端部寄り（図1の右寄り）部分に固定している。又、入力側ディスク2と出力側ディスク4とは、上記入力軸17の周囲に、ニードル軸受等、図示しない軸受により、この入力軸17に対し、互いに独立した回転を自在に支持している。そして、上記カム板10の片面（図1の左面）に形成したカム面13と入力軸2の外側面に形成したカム面14との間にローラ12、12を挟持し、押圧装置9を構成している。従って、上記入力側ディスク2は上記入力軸17の回転に伴い、上記出力側ディスク4に向け押圧されつつ回転する。

【0016】又、上記入力側ディスク2の内側面2aと上記出力側ディスク4の内側面4aとの間に複数個（通常2～3個）のパワーローラ8、8を挟持し、これら各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記両内側面2a、4aとを当接させている。これら各パワーローラ8、8は、トラニオン6、6及び変位軸7、7（図6～7参照。図1には省略。）により、回転自在に支持している。上記トロイダル型無段変速機20は、従来から広く知られているトロイダル型無段変速機と同様に、上記トラニオン6、6を揺動させて上記各パワーローラ8、8を支持している変位軸7、7の傾斜角度を変える事により、上記入力側ディスク2と上記出力側ディスク4との間の変速比を変える。

【0017】又、上記遊星歯車機構21を構成する太陽歯車22は、前記出力軸19の入力側端部（図1の右端部）に固定している。従ってこの出力軸19は、上記太陽歯車22の回転に伴って回転する。この太陽歯車22の周囲にはリング歯車23を、上記太陽歯車22と同心に、且つ回転自在に支持している。そして、このリング歯車23の内周面と上記太陽歯車22の外周面との間に、複数個（通常は3～4個）の遊星歯車組24、24を設けている。図示の例ではこれら各遊星歯車組24、24は、それぞれ1対ずつの遊星歯車25a、25bを組み合わせて成る。これら1対ずつの遊星歯車25a、25bは、互いに噛合すると共に、外径側に配置した遊星歯車25aを上記リング歯車23に噛合させ、内径側に配置した遊星歯車25bを上記太陽歯車22に噛合させている。この様に各遊星歯車組24、24をそれぞれ1対ずつの遊星歯車25a、25bにより構成するのは、上記リング歯車23と太陽歯車22との回転方向を一致させる為である。従って、他の構成部分との関係で、これらリング歯車23と太陽歯車22との回転方向を一致させる必要がなければ、単一の遊星歯車をこれらリング歯車23と太陽歯車22との両方に噛合させても良い。

【0018】上述の様な遊星歯車組24、24は、キャリア26の片側面（図1の右側面）に、上記出力軸19

と平行な枢軸27a、27bにより、回転自在に支持している。又、上記キャリア26は、上記出力軸19の中間部に、ニードル軸受等、図示しない軸受により、回転自在に支持している。

【0019】又、上記キャリア26と前記出力側ディスク4とを、第一の動力伝達機構28により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。この第一の動力伝達機構28は、互いに噛合した第一、第二の歯車29、30により構成している。即ち、第一の歯車29を上記出力側ディスク4の外側面（図1の左側面）部分に、この出力側ディスク4と同心に固定し、第二の歯車30を上記キャリア26の片側面（図1の左側面）部分に、このキャリア26と同心に固定している。従って上記キャリア26は、上記出力側ディスク4の回転に伴って、この出力側ディスク4と反対方向に、上記第一、第二の歯車29、30の歯数に応じた速度で回転する。

【0020】一方、前記入力軸17と上記リング歯車23とは、第二の動力伝達機構31により回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。この第二の動力伝達機構31は、第一、第二のスプロケット32、33と、これら両スプロケット32、33同士の間に掛け渡したチェン34とにより構成している。即ち、第一のスプロケット32を上記入力軸17の出力側端部（図1の右端部）で前記カム板10から突出した部分に固定すると共に、第二のスプロケット33を伝達軸35の入力側端部（図1の右端部）に固定している。この伝達軸35は、前記出力軸19と同心に配置すると共に、転がり軸受等、図示しない軸受により、回転自在に支持している。従って上記伝達軸35は、上記入力軸17の回転に伴って、この入力軸17と同方向に、上記第一、第二のスプロケット32、33の歯数に応じた速度で回転する。

【0021】又、本発明の無段変速装置は、クラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、上記キャリア26と第二の動力伝達機構31の構成部材である上記伝達軸35との何れか一方のみを、上記リング歯車23に接続する。本例の場合に、このクラッチ機構は、請求項2の第二のクラッチに対応する低速用クラッチ36と、同じく第一のクラッチに対応する高速用クラッチ37とから成る。このうちの低速用クラッチ36は、上記キャリア26の外周縁部と上記リング歯車23の軸方向一端部（図1の左端部）との間に設けている。この様な低速用クラッチ36は、接続時には、前記遊星歯車機構21を構成する太陽歯車22とリング歯車23と遊星歯車組24、24との相対変位を阻止し、これら太陽歯車22とリング歯車23とを一体的に結合する。又、高速用クラッチ37は、上記伝達軸35と、上記リング歯車23に支持板38を介して固定した中心軸39との間に設けている。これら低速用クラッチ36と高速用クラッチ37とは、何れか一方のクラッチが接続された場合には、他方のクラッチの接続が断たれる様に、制御回路（油圧、電

気）を構成している。

【0022】又、図示の例では、上記リング歯車23と、無段変速装置のハウジング（図示省略）等、固定の部分との間に、後退用クラッチ40を設けている。この後退用クラッチ40は、自動車を後退させるべく、上記出力軸19を逆方向に回転させる為に設けている。この後退用クラッチ40は、上記低速用クラッチ36と高速用クラッチ37との何れか一方が接続された状態では、接続が断たれる。又、この後退用クラッチ40が接続された状態では、上記低速用クラッチ36と高速用クラッチ37とは、何れも接続が断たれる。即ち、前記発進クラッチ18を除く、残り3個のクラッチ36、37、40は、何れか1個が接続されると、残り2個のクラッチの接続は断たれる。

【0023】更に、図示の例では、上記出力軸19とデファレンシャルギヤ41とを、第三～第五の歯車42～44で構成する第三の動力伝達機構45により接続している。従って、上記出力軸19が回転すると、これら第三の動力伝達機構45及びデファレンシャルギヤ41を介して左右1対の駆動軸46、46が回転し、自動車の駆動輪を回転駆動させる。

【0024】上述の様に構成する本例の無段変速装置の作用は、次の通りである。先ず、低速走行時には、上記低速用クラッチ36を接続すると共に、上記高速用クラッチ37及び後退用クラッチ30の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ18を接続し、前記入力軸17を回転させると、トロイダル型無段変速機20のみが、上記入力軸17から出力軸19に動力を伝達する。即ち、低速用クラッチ36の接続に伴って、前記リング歯車23とキャリア26とが一体的に結合され、前記遊星歯車機構21を構成する各歯車22、23、25a、25b同士の相対回転が不能になる。又、上記高速用クラッチ37及び後退用クラッチ30の接続が断たれる事で、上記リング歯車23は、前記伝達軸35の回転速度に関係なく回転自在となる。

【0025】従って、この状態で上記入力軸17を回転させると、この回転は前記押圧装置9を介して入力側ディスク2に伝わり、更に複数のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝わる。更に、この出力側ディスク4の回転は、第一の動力伝達機構28を構成する第一、第二の歯車29、30を介してキャリア26及びリング歯車23に伝わる。上述の様にこの状態では、遊星歯車機構21を構成する各歯車22、23、25a、25b同士の相対回転が不能になっているので、上記出力軸19が、上記キャリア26及びリング歯車23と同じ速度で回転する。

【0026】この様な低速走行時に、入力側、出力側両ディスク2、4同士の間の変速比を変える際の作用自体は、前述の図6～7に示した従来のトロイダル型無段変速機の場合と同様である。勿論、この状態では、上記入

力軸17と出力軸19との間の変速比、即ち、無段変速装置全体としての変速比は、トロイダル型無段変速機20の変速比に比例する。又、この状態では、このトロイダル型無段変速機20に入力されるトルクは、上記入力軸17に加えられるトルクに等しくなる。尚、低速走行時には、前記第二の動力伝達機構31を構成する第一、第二のスプロケット32、33とチェン34とは、空回りするだけである。

【0027】これに対して、高速走行時には、前記高速用クラッチ37を接続すると共に、前記低速用クラッチ36及び後退用クラッチ40の接続を断つ。この状態で前記発進クラッチ18を接続し、上記入力軸17を回転させると、この入力軸17から前記出力軸19には、上記第二の動力伝達機構31を構成する第一、第二のスプロケット32、33及びチェン34と前記遊星歯車機構21とが、動力を伝達する。

【0028】即ち、上記高速走行時に上記入力軸17が回転すると、この回転は上記第二の動力伝達機構31並びに高速用クラッチ37を介して中心軸39に伝わり、この中心軸39を固定したリング歯車23を回転させる。そして、このリング歯車23の回転が複数の遊星歯車組24、24を介して太陽歯車22に伝わり、この太陽歯車22を固定した上記出力軸19を回転させる。上記リング歯車23が入力側となった場合に上記遊星歯車機構21は、上記各遊星歯車組24、24が停止している（太陽歯車22の周囲で公転しない）と仮定すれば、上記リング歯車23と太陽歯車22との歯数の比に応じた変速比で増速を行なう。但し、上記各遊星歯車組24、24は上記太陽歯車22の周囲を公転し、無段変速装置全体としての変速比は、これら各遊星歯車組24、24の公転速度に応じて変化する。そこで、上記トロイダル型無段変速機20の変速比を変えて、上記遊星歯車組24、24の公転速度を変えれば、上記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

【0029】即ち、図示の例では、上記高速走行時に上記各遊星歯車組24、24が、上記リング歯車23と同方向に公転する。そして、これら各遊星歯車組24、24の公転速度が遅い程、上記太陽歯車22を固定した出力軸19の回転速度が速くなる。例えば、上記公転速度とリング歯車23の回転速度（何れも角速度）が同じになれば、上記リング歯車23と出力軸19の回転速度が同じになる。これに対して、上記公転速度がリング歯車23の回転速度よりも遅ければ、上記リング歯車23の回転速度よりも出力軸19の回転速度が速くなる。反対に、上記公転速度がリング歯車23の回転速度よりも遅ければ、上記リング歯車23の回転速度よりも出力軸19の回転速度が遅くなる。

【0030】従って、上記高速走行時には、前記トロイダル型無段変速機20の変速比を減速側に变化させる程、無段変速装置全体の変速比は増速側に变化する。こ

の様な高速走行時の状態では、上記トロイダル型無段変速機20に、入力側ディスク2からではなく、出力側ディスク4からトルクが加わる（低速時に加わるトルクをプラスのトルクとした場合にマイナスのトルクが加わる）。即ち、前記高速用クラッチ37を接続した状態では、前記エンジン15から入力軸17に伝達されたトルクは、前記押圧装置10が前記入力側ディスク2を押圧する以前に、前記第二の動力伝達装置31を介して前記遊星歯車機構21のリング歯車23に伝達される。従って、入力軸17の側から上記押圧装置10を介して入力側ディスク2に伝達されるトルクは殆どなくなる。

【0031】一方、上記第二の動力伝達装置31を介して前記遊星歯車機構21のリング歯車23に伝達されたトルクの一部は、前記各遊星歯車組24、24から、キャリア26及び第一の動力伝達機構28を介して出力側ディスク4に伝わる。この様に出力側ディスク4からトロイダル型無段変速機20に加わるトルクは、無段変速装置全体の変速比を増速側に变化させるべく、トロイダル型無段変速機20の変速比を減速側に变化させる程小さくなる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機20に入力されるトルクを小さくして、このトロイダル型無段変速機20の構成部品の耐久性向上を図れる。

【0032】更に、図1に示した構造で、自動車を後退させるべく、前記出力軸19を逆回転させる際には、前記低速用、高速用両クラッチ36、37の接続を断つと共に、前記後退用クラッチ40を接続する。この結果、上記リング歯車23が固定され、上記各遊星歯車組24、24が、このリング歯車23並びに前記太陽歯車22と噛合しつつ、この太陽歯車22の周囲を公転する。この結果、この太陽歯車22並びにこの太陽歯車22を固定した出力軸19が、前述した高速走行時並びに上述した低速走行時とは逆方向に回転する。

【0033】尚、図2は、上述した第1例の構造で、無段変速装置全体としての変速比（ i_{total} ）を連続して变化させる場合に、トロイダル型無段変速機20の変速比（ i_{cvt} ）と、このトロイダル型無段変速機20に入力される入力トルク（ T_{in} ）と、無段変速装置の出力軸19から取り出される出力トルク（ T_o ）とが変化する状態の1例を示している。これら各変速比（ i_{total} ）（ i_{cvt} ）並びに各トルク（ T_{in} ）（ T_o ）の関係は、トロイダル型無段変速機20の変速幅、遊星歯車機構21の構造並びに歯数比、第二の動力伝達装置31の減速比等に応じて変わる。本発明を実施する場合にこれらの値並びに構造は、設計的に定める。図2に記載した各線を得る為の条件としては、トロイダル型無段変速機20の変速幅を凡そ4倍（0.5～2.0）とし、遊星歯車機構21はそれぞれが1対ずつの遊星歯車25a、25bから成る遊星歯車組24、24を備え、第二の動力伝達装置31の減速比は凡そ2であるとして計算した。又、低速

用クラッチ36と高速用クラッチ37との切り換えは、無段変速装置全体としての変速比 (i_{total}) が1の場合に行なうとした。

【0034】尚、実際の無段変速装置を構成する場合には、無段変速装置全体としての変速比 (i_{total}) が1の場合に常に低速用クラッチ36と高速用クラッチ37との切り換えを行なう様になると、上記変速比 (i_{total}) が1の前後で走行している場合に、頻繁にこれら両クラッチ36、37の切り換えが行なわれる。このような事態は、運転者に違和感を与えるだけでなく、これら各クラッチ36、37の耐久性にも悪影響を及ぼす。従って、実際の無段変速装置を構成する場合には、上記変速比 (i_{total}) が高くなる場合と低くなる場合とで上記各クラッチ36、37の切り換えのタイミングを変える、所謂ヒステリシスを設ける。例えば、上記変速比 (i_{total}) の値が小さくなる (変速比の値が図2の左から右に変化する) 際の切り換えのタイミングを、この値が大きくなる (変速比の値が図2の右から左に変化する) 際の切り換えのタイミングよりも、変速比の値が小さい時点と (図2の右側に) する。

【0035】上述の様な条件で試算した結果を示す図2で、縦軸は、トロイダル型無段変速機20の変速比 (i_{cv}) 並びに、トロイダル型無段変速機20の入力トルク (T_{in})、又は無段変速装置の出力トルク (T_s) と前記エンジン15 (図1) から前記入力軸17に伝えられるトルク (T_e) との比 (T_{in}/T_e) (T_s/T_e) を、横軸は、無段変速装置全体としての変速比 (i_{total}) を、それぞれ表している。尚、トロイダル型無段変速機20の変速比 (i_{cv}) を示す値がマイナスなのは、このトロイダル型無段変速機20に組み込んだ出力側ディスク4の回転方向が入力軸17の回転方向と逆になる為である。又、実線aは、上記トロイダル型無段変速機20の変速比 (i_{cv}) を、破線bは、上記出力トルク (T_s) と前記エンジン15から前記入力軸17に伝えられるトルク (T_e) との比 (T_s/T_e) を、鎖線cは、上記入力トルク (T_{in}) と前記エンジン15から前記入力軸17に伝えられるトルク (T_e) との比 (T_{in}/T_e) を、それぞれ表している。この様な図2の記載から明らかな通り、本発明の無段変速装置によれば、高速走行時にトロイダル型無段変速機20に加わるトルクを小さくできる。図2を求めた条件では、上記入力トルク (T_{in}) を、最大限、上記エンジン15から前記入力軸17に伝えられるトルク (T_e) の14%程度にまで低減できる。

【0036】次に、図3は、やはり請求項1、2の双方に対応する、本発明の実施の形態の第2例を示している。本例の場合には、出力側ディスク4とキャリア26との間に設ける第一の動力伝達機構28aを、第一、第二のスプロケット32a、33aと、これら両スプロケット32a、33a同士の間掛け渡ししたチェン34と

により構成している。又、入力軸17と伝達軸35との間に設ける第二の動力伝達機構31aを、互いに噛合する第一、第二の歯車29a、30aにより構成している。この様に、上記第一の動力伝達機構28aの構成部品と第二の動力伝達機構31aの構成部品とを、前述した第1例の場合と逆にした事に伴い、出力軸19の回転方向が、この第1例の場合とは逆になる。そこで、本例の場合には、上記出力軸19の端部に固定した第三の歯車42を、直接デファレンシャルギヤ41の入力部に噛合させて、このデファレンシャルギヤ41の回転方向が上記第1例の場合と一致する様にしている。その他の構成及び作用は、前述した第1例の場合と同様である為、同等部分には同一符号を付して、重複する説明を省略する。

【0037】次に、図4は、請求項2のみに対応する、本発明の実施の形態の第3例を示している。本例の場合には、第一の動力伝達機構28を構成し、遊星歯車機構21を構成するキャリア26と一体的に結合した第二の歯車30と出力軸19との間に、第二のクラッチである低速用クラッチ36を設けている。従って、この低速用クラッチ36の接続時には、上記第二の歯車30と出力軸19とを一体的に結合する他、遊星歯車機構21を構成する太陽歯車22とリング歯車23と遊星歯車組24、24との相対変位を阻止し、これら太陽歯車22とリング歯車23とを一体的に結合する。第一のクラッチである高速用クラッチ37は、前述した第1例の場合と同様に、伝達軸35と、リング歯車23に支持板38を介して固定した中心軸39との間に設けている。上述の様に構成する本例の場合も、前述した第1例及び上述した第2例の場合と同様に、低速時には上記低速用クラッチ36を接続すると共に上記高速用クラッチ37の接続を断って、動力をトロイダル型無段変速機20を介してのみ伝達する。これに対して高速走行時には、上記低速用クラッチ36の接続を断つと共に上記高速用クラッチ37を接続し、動力をトロイダル型無段変速機20及び上記遊星歯車機構21を介して伝達する。クラッチ機構の構造を変えた以外の構成及び作用は、前述した第1例と同様であるから、同等部分には同一符号を付して、重複する説明を省略する。

【0038】次に、図5は、やはり請求項2のみに対応する、本発明の実施の形態の第4例を示している。本例の場合には、遊星歯車機構21を構成する太陽歯車22を固定した出力軸19と、やはり遊星歯車機構21を構成するリング歯車23を固定した支持板38との間に、第二のクラッチである低速用クラッチ36を設けている。従って、この低速用クラッチ36の接続時には、上記遊星歯車機構21を構成する太陽歯車22とリング歯車23と遊星歯車組24、24との相対変位を阻止し、これら太陽歯車22とリング歯車23とを一体的に結合する。そして、第二の歯車30と出力軸19とを一体的

に結合する。その他の構成及び作用は、上述した第3例と同様であるから、同等部分には同一符号を付して、重複する説明を省略する。

【0039】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、比較的簡単で、小型、軽量、且つ低コストで造れる構造にも拘らず、無段変速装置に組み込んだトロイダル型無段変速機の構成部品に加わる荷重を軽減して、耐久性の向上を図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の第1例を示す略構成図。

【図2】トロイダル型無段変速機の変速比と無段変速装置全体としての変速比と入力トルク及び出力トルクとの関係を示す線図。

【図3】本発明の実施の形態の第2例を示す略構成図。

【図4】同第3例を示す略構成図。

【図5】同第4例を示す略構成図。

【図6】従来から知られているトロイダル型無段変速機を、最大減速時の状態で示す部分切斷側面図。

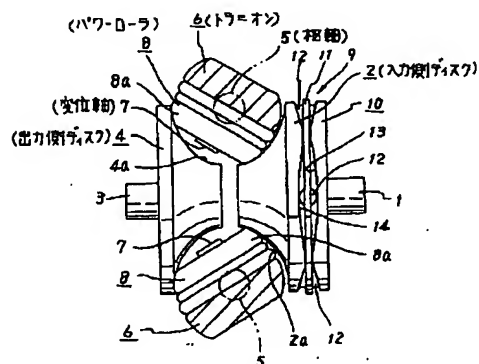
【図7】同じく最大増速時の状態で示す部分切斷側面図。

【符号の説明】

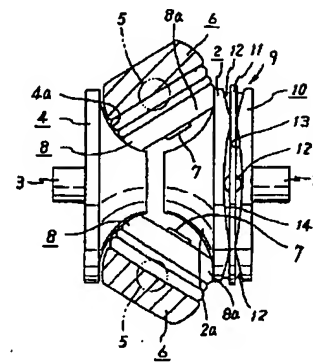
- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 2 a 内側面
- 3 出力軸
- 4 出力側ディスク
- 4 a 内側面
- 5 枢軸
- 6 トラニオン
- 7 変位軸
- 8 パワーローラ
- 8 a 周面
- 9 押圧装置
- 10 カム板

- 11 保持器
- 12 ローラ
- 13、14 カム面
- 15 エンジン
- 16 クランクシャフト
- 17 入力軸
- 18 発進クラッチ
- 19 出力軸
- 20 トロイダル型無段変速機
- 21 遊星歯車機構
- 22 太陽歯車
- 23 リング歯車
- 24 遊星歯車組
- 25 a、25 b 遊星歯車
- 26 キャリア
- 27 a、27 b 枢軸
- 28、28 a 第一の動力伝達機構
- 29、29 a 第一の歯車
- 30、30 a 第二の歯車
- 31、31 a 第二の動力伝達機構
- 32、32 a 第一のスプロケット
- 33、33 a 第二のスプロケット
- 34 チェン
- 35 伝達軸
- 36 低速用クラッチ
- 37 高速用クラッチ
- 38 支持板
- 39 中心軸
- 40 後退用クラッチ
- 41 デファレンシャルギヤ
- 42 第三の歯車
- 43 第四の歯車
- 44 第五の歯車
- 45 第三の動力伝達機構
- 46 駆動軸

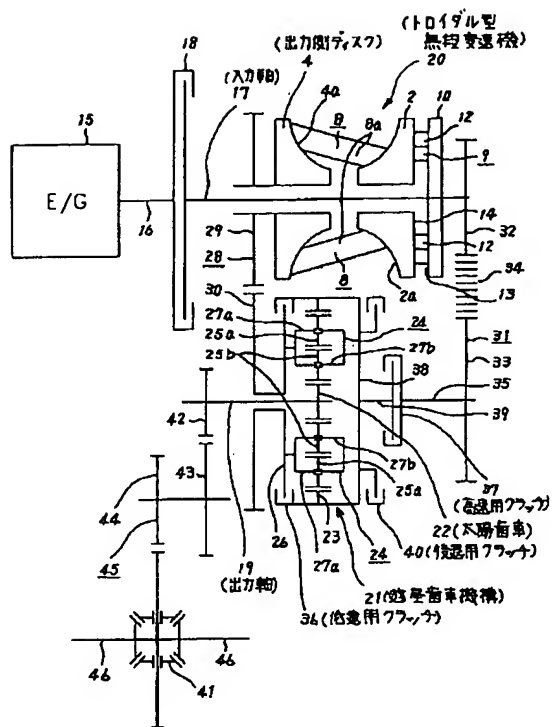
【図6】



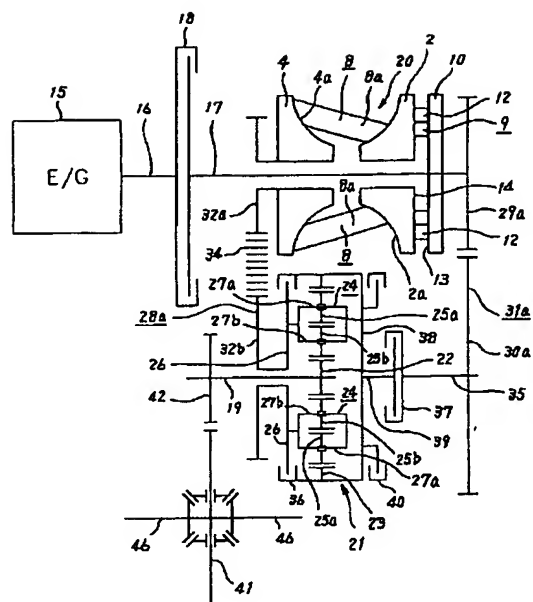
【図7】



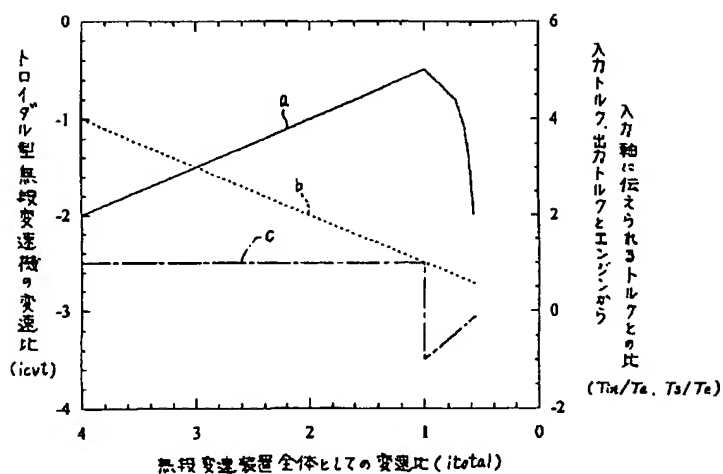
【図 1】



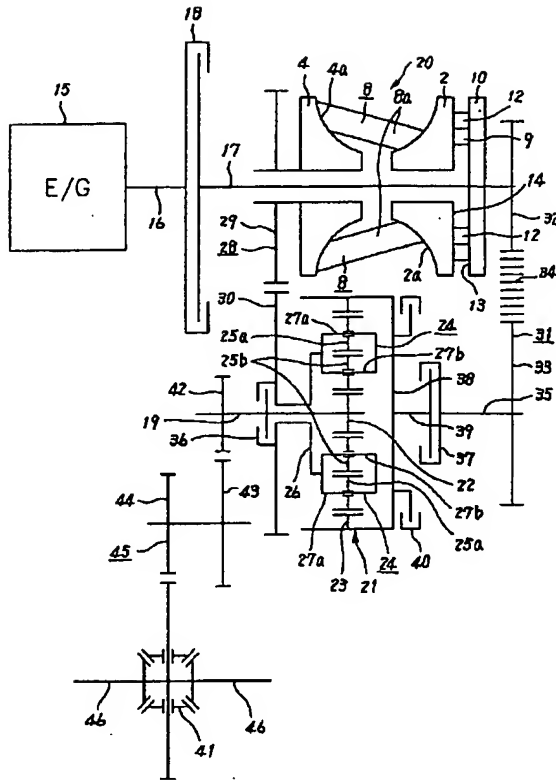
【図 3】



【図 2】



【図4】



【図5】

